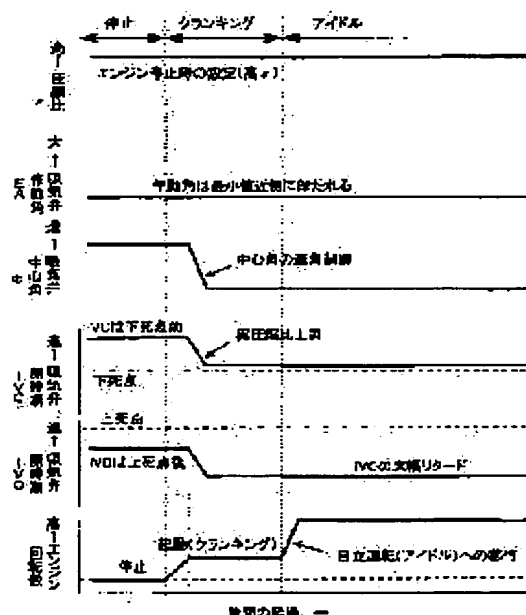


(11)Publication number : 2002-276446  
(43)Date of publication of application : 25.09.2002

(21)Application number : 2001-077466  
(22)Date of filing : 19.03.2001

(71)Applicant : **NISSAN MOTOR CO LTD**  
(72)Inventor : **AOYAMA SHUNICHI**  
**MOGI KATSUYA**  
**HIYOSHI RYOSUKE**  
**USHIJIMA KENJI**

**SOLUTION:** This device is provided with a variable valve gear mechanism for varying and controlling an intake valve closing timing and a variable compression ratio mechanism for varying and controlling a compression ratio  $\epsilon$ . The variable valve gear mechanism is constituted of a lift/operating angle varying mechanism capable of continuously enlarging/reducing a lift/operating angle of the intake valve and a phase varying mechanism for changing a lift center angle  $\Phi$ . At an initial time of cranking, the actual compression ratio is lowered by quickening the intake valve closing timing, making the lift/operating angle small, and cranking rotating speed is quickly raised. After the cranking rotating speed is raised, the center angle  $\Phi$  is lagged, the actual compression ratio is enhanced together with the high compression ratio  $\epsilon$  at the time, and an intake air temperature is raised. As a result, an initial explosion is surely led to start the engine.



[Date of final disposal for application]

**\* NOTICES \***

**JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.**

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

---

**CLAIMS**

---

[Claim(s)]

[Claim 1] The starting control unit of the internal combustion engine characterized by to control the real compression ratio under cranking the optimal in the internal combustion engine which has the good fluctuation valve means which carries out adjustable control of the closed stage of an internal combustion engine's inlet valve, and the compression ratio control means which carries out adjustable control of an internal combustion engine's compression ratio by modification of a piston location so that starting nature becomes high with the combination [ control means / above-mentioned / the above-mentioned good fluctuation valve means and / compression ratio ] of control at the time of engine starting.

[Claim 2] It is the starting control unit of the internal combustion engine according to claim 1 characterized by controlling the above-mentioned compression ratio control means to set up a compression ratio low and to raise a compression ratio after cranking initiation the early stages of cranking.

[Claim 3] The starting control unit of the internal combustion engine according to claim 1 or 2 characterized by controlling the above-mentioned compression ratio control means so that the peak price of the compression ratio under cranking at the time of an engine cold start may become higher than the peak price of the compression ratio under cranking after warming up.

[Claim 4] It is the starting control unit of the internal combustion engine according to claim 1 to 3 characterized by controlling the above-mentioned good fluctuation valve means to set up so that an inhalation-of-air valve-closing time term may separate from a bottom dead point, and to bring an inhalation-of-air valve-closing time term close to a bottom dead point after cranking initiation the early stages of cranking.

[Claim 5] The above-mentioned compression ratio control means is the starting control unit of the internal combustion engine according to claim 1 to 4 characterized by being constituted so that it may consist of a double link type piston-crank chain and the reciprocating motion of the piston to rotation of a crankshaft may serve as a stroke property near simple-harmonic-motion movement.

[Claim 6] the above-mentioned good fluctuation valve means -- the lift and actuation angle of an inlet valve -- coincidence -- and -- continuous -- expansion and contraction -- the starting control unit of the internal combustion engine according to claim 1 to 5 characterized by being controlled so that it has controllable lift and actuation angle adjustable device and the lift and actuation angle of the above-mentioned inlet valve serve as smallness at the time of an engine cold start.

[Claim 7] the above-mentioned good fluctuation valve means -- the lift of an inlet valve -- the phase adjustable device which the phase of a central angle is made to \*\*\*\* -- having -- the time of an engine cold machine -- the lift of the above-mentioned inlet valve -- the starting control unit of the internal combustion engine according to claim 1 to 6 characterized by being controlled so that a central angle carries out a lag.

[Claim 8] the above-mentioned good fluctuation valve means -- the lift and the actuation angle of an inlet valve -- coincidence -- and -- continuous -- expansion and contraction -- the both sides of controllable lift and actuation angle adjustable device, the above-mentioned phase adjustable device, and \*\* -- having -- above-mentioned lift and actuation angle -- corresponding -- the conditions that this lift and actuation angle is small -- the above-mentioned lift -- the starting control unit of the internal combustion engine according to claim 7 characterized by making it increase the lag of a central angle.

[Claim 9] The above-mentioned compression ratio control means is the starting control unit of the internal combustion engine according to claim 1 to 8 characterized by being constituted including the 3rd link supported by the engine body rockable while connecting with the 1st link connected with the above-mentioned piston through the piston pin, the 2nd link connected with the crank pin section of a crankshaft pivotable while connecting with this 1st link rockable, and the 2nd link of the above rockable.

[Claim 10] The starting control unit of the internal combustion engine according to claim 9 characterized by performing adjustable control of a compression ratio by changing the supporting-point location to the engine body of the 3rd link of the above according to an engine service condition.

[Claim 11] The eccentric cam by which the rotation drive of the above-mentioned lift and actuation angle adjustable device is carried out with a driving shaft, the periphery of this eccentric cam -- relativity -- with the rotatable control axis which was prepared in the link arm which fitted in pivotable, the above-mentioned driving shaft, and parallel, and was equipped with the eccentric-cam section While being supported by the rocker arm with which the eccentric-cam section of this control axis is equipped pivotable and which is rocked by the above-mentioned link arm, and the above-mentioned driving shaft pivotable The rocking cam which presses the tappet of an inlet valve by connecting with the above-mentioned rocker arm through a link, and rocking in connection with this rocker arm, Preparation \*\*\*\*\*, the starting control unit of the internal combustion engine according to claim 6 or 8 characterized by being constituted so that the lift and actuation angle of an inlet valve may carry out increase and decrease of change at coincidence by changing the rotation location of the eccentric-cam section of the above-mentioned control axis.

[Claim 12] The above-mentioned phase adjustable device is the starting control unit of the internal combustion engine according to claim 7 or 8 characterized by being constituted including the device in which the phase of the cam sprocket by which a rotation drive is carried out with the above-mentioned crankshaft through a chain or a timing belt, the cam shaft in which a rotation drive is carried out by this cam sprocket, and the above-mentioned cam sprocket and the above-mentioned cam shaft is changed.

---

[Translation done.]

**\* NOTICES \***

**JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.**

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. \*\*\*\* shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

---

**DETAILED DESCRIPTION**

---

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Field of the Invention] This invention relates to the starting disposition top technique at the time of the low temperature of the gasoline engine having the good fluctuation valve means which can carry out adjustable control of the closed stage of an inlet valve especially, and the compression ratio control means which carries out adjustable control of an internal combustion engine's compression ratio (the nominal compression ratio epsilon) about the starting control unit which improves starting nature at the time of an internal combustion engine's low temperature.

[0002]

[Description of the Prior Art] these people -- previously -- the lift and actuation angle of an inlet valve -- continuous -- expansion and contraction -- the controllable good fluctuation valve system is proposed (for example, reference, such as JP,11-107725,A and JP,11-324625,A), and the good fluctuation valve system which obtained the degree of freedom with a large lift property is further proposed combining the device made [ the phase of the central angle of a lift ] to \*\*\*\*.

[0003] Moreover, as a reciprocating type internal combustion engine's adjustable compression ratio device, the thing using the piston-crank chain of a double link type is proposed in recent years as indicated by JP,2000-73804,A.

[0004]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] - Not only the temperature of the inhalation air which flows in a cylinder is low, but at the time of the very low temperature of 40 degrees C, since the temperature of the structure which constitutes combustion chambers, such as a piston and a cylinder, is also low, the maximum temperature at the time of compression falls sharply. In addition, since it becomes inadequate [ evaporation of a fuel, and atomization ], formation of gaseous mixture also gets worse. Furthermore, at the time of such low temperature, generally the capacity of a mounted dc-battery is declining, and since the viscosity of oil is also high, rotation of cranking by the starter motor does not go up easily. It is the factor from which this also prevents prompt starting.

[0005] As opposed to the starting nature aggravation at the time of such very low temperature Although a means to add a certain energy in a direct cylinder, the means which equips a suction port with a heater and raises an intake-air temperature are already put in practical use in order to raise the temperature in a cylinder like the inhalation-of-air control valve which promotes atomization of a fuel, and the glow plug used with the Diesel engine Fundamentally, it becomes the important point how whenever [ mixed atmospheric temperature / at the time of the ignition in a compression top dead center ] is raised.

[0006] And it is required for an essential target to raise a compression ratio, especially a real compression ratio for the rise of whenever [ this mixed atmospheric temperature ].

[0007] This invention aims at raising the starting nature at the time of starting nature division low temperature with the combination [ means / to influence at the closed stage of the inlet valve which influences a real compression ratio / the compression ratio control means which carries out adjustable control of an internal combustion engine's geometric compression ratio epsilon, i.e., the nominal compression ratio, and / good fluctuation valve ] of control.

[0008]

[Means for Solving the Problem] A good fluctuation valve means by which the starting control unit of the internal combustion engine concerning claim 1 carries out adjustable control of the closed stage of an internal combustion engine's inlet valve, In the internal combustion engine which has the compression ratio control means which carries out adjustable control of an internal combustion engine's compression ratio (the

nominal compression ratio epsilon) by modification of a piston location It is characterized by controlling the real compression ratio under cranking by combination [ control means / above-mentioned / the above-mentioned good fluctuation valve means and / compression ratio ] of control the optimal at the time of engine starting, so that starting nature becomes high.

[0009] For example, although a pumping loss can be reduced in an idle or a partial load region by bringing forward an inhalation-of-air valve-closing time term rather than a bottom dead point, if an internal combustion engine's nominal compression ratio is fixed, a real compression ratio will fall by bringing forward an inhalation-of-air valve-closing time term rather than a bottom dead point. So, also in consideration of fluctuation of the real compression ratio by the inhalation-of-air valve-closing time term, a good fluctuation valve means and a compression ratio control means are controlled by this invention so that the real compression ratio under cranking becomes the optimal on starting nature.

[0010] A compression ratio is set up low the early stages of cranking, and the above-mentioned compression ratio control means is controlled by invention of more concrete claim 2 to raise a compression ratio after cranking initiation.

[0011] That is, if the nominal compression ratio epsilon is high, the rotational frequency of cranking by the starter motor will tend to become low. Since it will not result in first \*\* even if it lights gaseous mixture if a cranking rotational frequency is low, in early stages, priority is given to the rise of a cranking rotational frequency. A cranking rotational frequency tends to rise by making a compression ratio low in early stages of cranking like this claim 2. And a real compression ratio also rises and the rise of whenever [ mixed atmospheric temperature ] can be aimed at because a cranking rotational frequency raises a compression ratio in the phase which went up to some extent.

[0012] Invention of claim 3 is characterized by controlling the above-mentioned compression ratio control means so that the peak price of the compression ratio under cranking at the time of an engine cold start may become higher than the peak price of the compression ratio under cranking after warming up.

[0013] By raising a compression ratio relatively at the time between the colds, a real compression ratio also rises and the starting nature at the time between the colds improves.

[0014] Invention of claim 4 is characterized by controlling the above-mentioned good fluctuation valve means to set up so that an inhalation-of-air valve-closing time term may separate from a bottom dead point, and to bring an inhalation-of-air valve-closing time term close to a bottom dead point after cranking initiation the early stages of cranking. If an inhalation-of-air valve-closing time term is detached and set to a lag or tooth-lead-angle side from a bottom dead point in early stages of cranking, even if it has raised the compression ratio (the nominal compression ratio epsilon), the so-called decompression-device operation to which a real compression ratio falls and which reduces the compression under cranking will be acquired. Therefore, as mentioned above, a cranking rotational frequency rises. And if an inhalation-of-air valve-closing time term is brought close to a bottom dead point after cranking initiation, a real compression ratio will rise.

[0015] In invention of claim 5, the above-mentioned compression ratio control means is constituted so that it may consist of a double link type piston-crank chain and the reciprocating motion of the piston to rotation of a crankshaft may serve as a stroke property near simple-harmonic-motion movement. Thus, although it becomes advantageous in respect of the stroke property near simple-harmonic-motion movement, then noise vibration of course, the piston speed near a top dead center becomes loose about 20% especially compared with a general simple link type piston-crank chain. This is effective, when an early flame nucleus is generated under the condition that the rate of combustion like [ at the time of a cold machine ] is slow, and it grows up especially, and time amount allowances will be given greatly and combustion is stabilized.

[0016] invention concerning claim 6 -- setting -- the above-mentioned good fluctuation valve means -- the lift and actuation angle of an inlet valve -- coincidence -- and -- continuous -- expansion and contraction -- it has controllable lift and actuation angle adjustable device, and it is controlled so that the lift and actuation angle of the above-mentioned inlet valve serve as smallness at the time of an engine cold start.

[0017] moreover, invention concerning claim 7 -- setting -- the above-mentioned good fluctuation valve means -- the lift of an inlet valve -- the phase adjustable device which the phase of a central angle is made to \*\*\*\* -- having -- the time of an engine cold machine -- the lift of the above-mentioned inlet valve -- it is controlled so that a central angle carries out a lag.

[0018] In invention of claim 8 which limited invention of this claim 7 further the above-mentioned good fluctuation valve means -- the lift and actuation angle of an inlet valve -- coincidence -- and -- continuous -- expansion and contraction -- with controllable lift and actuation angle adjustable device the both sides of the above-mentioned phase adjustable device and \*\* -- having -- the above-mentioned lift and actuation angle --

corresponding -- the conditions that this lift and actuation angle are small -- the above-mentioned lift -- it is characterized by making it increase the lag of a central angle.

[0019] namely, -- while making a lift and an actuation angle small -- a lift -- by carrying out the lag of the central angle, an inhalation-of-air valve-closing time term, it approaches near the bottom dead point and a real compression ratio rises. Moreover, after an inhalation-of-air valve-opening stage comes to be late for a top dead center and negative pressure develops into coincidence in the first half of a charging stroke, an inlet valve begins to open by the small lift. therefore -- since inhalation of air flows in a cylinder at acoustic velocity and a fuel and air flow at high speed -- gaseous mixture -- it is very advantageous to formation and atomization and evaporation are promoted. Moreover, finally, since such rate-of-flow energy is changed into heat energy, it is effective in raising an intake-air temperature. Therefore, by raising the geometric compression ratio epsilon to coincidence, whenever [ mixed atmospheric temperature / of a compression top dead center ] goes up to sufficient temperature, and results in first \*\*.

[0020] The above-mentioned compression ratio control means is constituted like claim 9 including the 1st link connected with the above-mentioned piston through the piston pin, the 2nd link connected with the crank pin section of a crankshaft pivotable while connecting with this 1st link rockable, and the 3rd link supported by the engine body rockable while connecting with the 2nd link of the above rockable. In such a double link type piston-crank chain, the stroke property near simple-harmonic-motion movement which was mentioned above can be easily acquired by setting up the alignment of each link or the supporting point appropriately.

[0021] And this configuration can perform adjustable control of a compression ratio, for example like claim 10 by changing the supporting-point location to the engine body of the 3rd link of the above according to an engine service condition. That is, with change of the supporting-point location of the 3rd link, the piston location in a piston top dead center changes, and the nominal compression ratio epsilon changes.

[0022] The above-mentioned lift and actuation angle adjustable device For example, the eccentric cam by which a rotation drive is carried out with a driving shaft like claim 11, the periphery of this eccentric cam -- relativity -- with the rotatable control axis which was prepared in the link arm which fitted in pivotable, the above-mentioned driving shaft, and parallel, and was equipped with the eccentric-cam section While being supported by the rocker arm with which the eccentric-cam section of this control axis is equipped pivotable and which is rocked by the above-mentioned link arm, and the above-mentioned driving shaft pivotable The rocking cam which presses the tappet of an inlet valve by connecting with the above-mentioned rocker arm through a link, and rocking in connection with this rocker arm, By changing the rotation location of the eccentric-cam section of preparation \*\*\*\*\* and the above-mentioned control axis, it is constituted so that the lift and actuation angle of an inlet valve may carry out increase and decrease of change at coincidence.

[0023] Moreover, the above-mentioned phase adjustable device is constituted including the device in which the phase of the cam sprocket by which a rotation drive is carried out with the above-mentioned crankshaft through a chain or a timing belt, the cam shaft in which a rotation drive is carried out by this cam sprocket, and the above-mentioned cam sprocket and the above-mentioned cam shaft is changed like claim 12.

[0024]

[Effect of the Invention] According to the starting control unit of the internal combustion engine concerning this invention, since the real compression ratio under cranking is controlled the optimal combining adjustable control of an inhalation-of-air valve-closing time term, and adjustable control of a compression ratio, the gas temperature in a cylinder can be highly secured, for example at the time of very low temperature, and high starting nature can be obtained.

[0025] Especially according to claims 2-4, a cranking rotational frequency can fully be raised at the time of the very low temperature to which dc-battery capacity falls, and can be started much more certainly at it.

[0026] Furthermore, if it be make for the double link type piston-crank chain which constitute a compression ratio control means like claim 5 to serve as a stroke property near simple harmonic motion movement, since the piston speed near a top dead center become loose compared with a general simple link type piston-crank chain, at the time of a cold machine with the slow rate of combustion, growth of an early flame nucleus can become possible enough, and combustion can be stabilize.

[0027]

[Embodiment of the Invention] Hereafter, the gestalt of desirable implementation of this invention is explained to a detail based on a drawing.

[0028] Drawing 1 shows one example of the starting control unit of the internal combustion engine concerning this invention. This starting control unit is equipped with the good fluctuation valve system 101 for carrying out adjustable control of the inhalation-of-air valve-closing time term, and the compression

ratio adjustable device 102 which carries out adjustable control of an internal combustion engine's nominal compression ratio epsilon.

[0029] Drawing 2 is the configuration explanatory view showing the configuration of the above-mentioned good fluctuation valve system 101, in the phase (phase to a crankshaft) of the lift and the actuation angle adjustable device 1 in which the lift and actuation angle of an inlet valve 12 are changed, and the central angle of that lift, a tooth lead angle or the phase adjustable device 2 which carries out a lag, and \*\* are put together, and this good fluctuation valve system is constituted.

[0030] First, the explanatory view of drawing 3 of operation is combined, and a lift and the actuation angle adjustable device 1 are explained. In addition, for example by JP,11-107725,A etc., although these people propose previously, since this lift and actuation angle adjustable device 1 are well-known, it explains only that outline.

[0031] The driving shaft 13 of the shape of hollow supported free [ rotation ] by the cam bracket with which the cylinder head 51 upper part does not illustrate a lift and the actuation angle adjustable device 1, The eccentric cam 15 fixed to this driving shaft 13 by press fit etc., and the control axis 16 arranged in parallel with a driving shaft 13 while being supported free [ rotation ] with the same cam bracket as the upper part location of the above-mentioned driving shaft 13, It has the rocker arm 18 supported by the eccentric-cam section 17 of this control axis 16 free [ rocking ], and the rocking cam 20 which contacts the tappet 19 arranged at the upper limit section of each inlet valve 12. The above-mentioned eccentric cam 15 and the rocker arm 18 are coordinated by the link arm 25, and the rocker arm 18 and the rocking cam 20 are coordinated by the link member 26.

[0032] The above-mentioned driving shaft 13 is driven with an engine's crankshaft through a timing chain or a timing belt so that it may mention later.

[0033] While the above-mentioned eccentric cam 15 had the circular peripheral face and the core of this peripheral face has offset only the specified quantity from the axial center of a driving shaft 13, annular section 25a of the link arm 25 has fitted into this peripheral face pivotable.

[0034] The upper limit section of the above-mentioned link member 26 has coordinated it with the other end while the abbreviation center section is supported by the above-mentioned eccentric-cam section 17 and extension 25b of the above-mentioned link arm 25 has coordinated the above-mentioned rocker arm 18 with the end section. Eccentricity of the above-mentioned eccentric-cam section 17 is carried out from the axial center of a control axis 16, therefore the center of oscillation of a rocker arm 18 changes according to the angular position of a control axis 16.

[0035] The above-mentioned rocking cam 20 fits into the periphery of a driving shaft 13, and is supported free [ rotation ], and the lower limit section of the above-mentioned link member 26 has coordinated it with edge 20a prolonged to the side. Cam side 24b and \*\* which draw a predetermined curve from this base circle surface 24a to a driving shaft 13, base circle surface 24a which makes concentric radii, and the above-mentioned edge 20a, and are prolonged are continuously formed in the inferior surface of tongue of this rocking cam 20, and these base circle surface 24a and cam side 24b contact the top face of a tappet 19 according to the rocking location of the rocking cam 20.

[0036] That is, as it is the section when the amount of lifts is set to 0 as the base circle section and is shown in drawing 3 , when the rocking cam 20 rocks and cam side 24b contacts a tappet 19, the lift of the above-mentioned base circle surface 24a will be carried out gradually. In addition, some lamp section is prepared between the base circle section and the lift section.

[0037] As shown in drawing 1 and 2, the above-mentioned control axis 16 is constituted so that it may rotate by predetermined include-angle within the limits with the lift and the actuator 31 for actuation angle control formed in the end section. The hydraulic pressure supply to this lift and actuator 31 for actuation angle control is controlled by the 1st oil pressure control section 32 based on the control signal from the engine control unit 33.

[0038] If an operation of this lift and actuation angle adjustable device 1 is explained and a driving shaft 13 will rotate, according to a cam operation of an eccentric cam 15, the link arm 25 will move up and down and a rocker arm 18 will rock in connection with this. Rocking of this rocker arm 18 is transmitted to the rocking cam 20 through the link member 26, and this rocking cam 20 rocks it. A tappet 19 is pressed by cam operation of this rocking cam 20, and an inlet valve 12 carries out a lift according to it.

[0039] Here, if the include angle of a control axis 16 changes through a lift and the actuator 31 for actuation angle control, the initial valve position of a rocker arm 18 will change, as a result the initial rocking location of the rocking cam 20 will change.

[0040] For example, supposing the eccentric-cam section 17 is located upwards like drawing 3 (A), a rocker

arm 18 is located upwards as a whole, and will be in the condition that edge 20a of the rocking cam 20 was able to pull up upwards relatively. That is, the initial valve position of the rocking cam 20 inclines in the direction in which the cam side 24b separates from a tappet 19. Therefore, when the rocking cam 20 rocks with rotation of a driving shaft 13, the period when base circle surface 24a continues contacting a tappet 19 for a long time at, and cam side 24b contacts a tappet 19 is short. Therefore, the amount of lifts becomes small as a whole, and it reduces, the include-angle range, i.e., the actuation angle, from the open stage to a closed stage.

[0041] On the contrary, supposing the eccentric-cam section 17 is located below like drawing 3 (B), a rocker arm 18 is located below as a whole, and will be in the condition that edge 20a of the rocking cam 20 was depressed below relatively. That is, the initial valve position of the rocking cam 20 inclines in the direction in which the cam side 24b approaches a tappet 19. Therefore, when the rocking cam 20 rocks with rotation of a driving shaft 13, the part in contact with a tappet 19 shifts to cam side 24b immediately from base circle surface 24a. Therefore, the amount of lifts becomes large as a whole, and the actuation angle is also expanded.

[0042] Since the initial valve position of the above-mentioned eccentric-cam section 17 may be changed continuously, in connection with this, a valve-lift property changes continuously, as shown in drawing 4. That is, a lift and an actuation angle can be made to expand and reduce to both coincidence continuously. In addition, in this example, the open stage and closed stage of an inlet valve 12 change to the symmetry mostly with size change of a lift and an actuation angle.

[0043] next, the actuator 36 for phase control made to rotate relatively the sprocket 35 prepared in the front end section of the above-mentioned driving shaft 13, this sprocket 35, and the above-mentioned driving shaft 13 to predetermined include-angle within the limits as the phase adjustable device 2 is shown in drawing 2 -- since -- it is constituted. The above-mentioned sprocket 35 is being interlocked with the crankshaft through the timing chain or timing belt which is not illustrated. The hydraulic pressure supply to the above-mentioned actuator 36 for phase control is controlled by the 2nd oil pressure control section 37 based on the control signal from the engine control unit 33. by the oil pressure control to this actuator 36 for phase control, a sprocket 35 and a driving shaft 13 rotate relatively, and it is shown in drawing 5 -- as -- a lift -- a central angle \*\*\*\*. that is, the \*\* which the curve of a lift property itself does not change -- the whole -- a tooth lead angle -- or a lag is carried out. Moreover, this change can also be obtained continuously. Various configurations, such as what was not restricted to a hydraulic thing but used the electromagnetic actuator as a phase adjustable device 2, are possible.

[0044] In addition, the sensor which detects a lift and an actual actuation angle, or an actual phase as control of a lift, the actuation angle adjustable device 1, and the phase adjustable device 2 is formed, and it may be made to carry out closed loop control, or may only be made to carry out open loop control according to a service condition.

[0045] Drawing 6 is drawing showing the configuration of the adjustable compression ratio device 102.

[0046] The crankshaft 51 is equipped with two or more journal sections 52 and crank pin sections 53, and is supported by the main bearing of a cylinder block 50 free [ rotation of the journal section 52 ]. Specified quantity eccentricity of the above-mentioned crank pin section 53 is carried out from the journal section 52, and the lowerlink 54 used as the 2nd link is connected here free [ rotation ].

[0047] While the above-mentioned lowerlink 54 is constituted by two members on either side possible [ division ], the above-mentioned crank pin section 53 has fitted into the communicating pore of the center of abbreviation.

[0048] A lower limit side is connected with the end of a lowerlink 54 rotatable by the connection pin 56, and, as for the upper link 55 used as the 1st link, the upper limit side is connected with the piston 58 rotatable with the piston pin 57. The above-mentioned piston 58 receives a firing pressure, and reciprocates the inside of the cylinder 59 of a cylinder block 50. In addition, the above-mentioned inlet valve 12 and the exhaust valve which is not illustrated are arranged in the upper part of the above-mentioned cylinder 59.

[0049] An upper limit side is connected with the other end of a lowerlink 54 rotatable by the connection pin 61, and the control link 60 used as the 3rd link is connected with the lower part of the cylinder block 50 with which a lower limit side becomes some engine bodies through a control axis 62 rotatable. In detail, while the control axis 62 is supported by the engine body pivotable, it had eccentric-cam section 62a which is carrying out eccentricity from that center of rotation, and the above-mentioned control link 60 lower-limit section has fitted into this eccentric-cam section 62a pivotable.

[0050] A rotation location is controlled by the compression ratio control actuator 63 using [ the above-mentioned control axis 62 ] the electric motor based on the control signal from the engine control unit 33



(refer to drawing 1 ).

[0051] In the adjustable compression ratio device 102 using the above double link type piston-crank chains, if the above-mentioned control axis 62 rotates with the compression ratio control actuator 63, the center position of eccentric-cam section 62a and the relative position to an engine body will change especially. Thereby, the rocking support location of the lower limit of the control link 60 changes. And if the rocking support location of the above-mentioned control link 60 changes, the stroke of a piston 58 changes, and like drawing 8 , the location of the piston 58 in a piston top dead center (TDC) will become high, or will become low. This becomes possible to change an engine compression ratio. Although drawing 8 shows typically the high compression ratio condition and the low compression ratio condition, it can change a compression ratio continuously among these.

[0052] Moreover, in the above-mentioned double link type adjustable compression ratio device 102, the piston-stroke property near simple harmonic motion as shown in drawing 7 is acquired by selecting a link dimension appropriately. Although the stroke property near this simple harmonic motion is advantageous also on the oscillating noise, the piston speed near a top dead center becomes loose just over or below 20% especially compared with a general simple link type piston-crank chain. This becomes advantageous on generation of an early flame nucleus, and growth under the conditions that the rate of combustion like [ especially at the time of a cold machine ] is slow, as mentioned above.

[0053] The control characteristic of the compression ratio by the above-mentioned adjustable compression ratio device 102 is shown in drawing 9 . In addition, this compression ratio is the geometric compression ratio epsilon decided only by volume change of the combustion chamber by the stroke of a piston 58. A final real compression ratio is influenced by control of an inhalation-of-air valve-closing time term in this invention combined with the good fluctuation valve system 101. That is, in order that substantial compression may begin from the time of an inlet valve 12 closing, even if the nominal compression ratio epsilon is high, when an inhalation-of-air valve-closing time term becomes earlier than a bottom dead point, a real compression ratio will fall.

[0054] Drawing 10 shows control of the inhalation-of-air valve-closing time term by the good fluctuation valve system 101 under a typical service condition. In addition, the point (or field) corresponding to each is appended to drawing 9 . while considering as a small actuation angle in \*\* idling and \*\* partial load region (R/L region) so that it may illustrate -- a lift -- a central angle -- the tooth lead angle of phi is carried out. Therefore, an inhalation-of-air valve-closing time term also serves as a property fairly earlier than a bottom dead point. Thereby, reduction of a large pumping loss can be aimed at. Here, since a real compression ratio falls that the nominal compression ratio epsilon is the usual level and combustion gets worse, as shown in drawing 9 , the compression ratio epsilon is raised in such a low loading field.

[0055] \*\* From the need of raising an inhalation-of-air charging efficiency, control the good fluctuation valve system 101 by the acceleration field so that an inhalation-of-air valve-closing time term approaches a bottom dead point. Therefore, it is necessary also from from [ when preventing knock generating in advance ] to reduce a compression ratio epsilon. At the time of \*\*\*\* output at full gate opening, an inhalation-of-air valve-closing time term is carried out near the bottom dead point while fully expanding an actuation angle and carrying out an inhalation-of-air valve-opening stage near the top dead center, in order to make a charging efficiency into max. Therefore, since it becomes the inclination for a real compression ratio to become high, the compression ratio epsilon by the adjustable compression ratio device 102 is reduced further. It is especially necessary to bring close to the compression ratio epsilon of the usual level in severe \*\* low-speed full load region of knocking. \*\* In a high-speed full load region, while expanding an actuation angle further, it means that the lag of the central angle shall be carried out and the closed stage should have been further late for the bottom dead point, but since combustion finishes at the time of this high speed before chemical reactions, such as a peroxide leading to knocking generating, advance, a compression ratio epsilon can be raised from a low speed. In addition, since an expansion ratio also becomes high by this, an exhaust-gas temperature falls and it becomes advantageous also in that degradation of the catalyst prepared in the exhaust air system can be prevented.

[0056] thus -- this example -- the actuation angle of an inlet valve 12, and a lift -- a central angle and a compression ratio are controlled based on the control map prepared beforehand. In addition, as shown in drawing 1 , in this example, the knocking sensor 71 which detects knocking generating is formed in the cylinder block 50 grade, and a compression ratio epsilon etc. is corrected also by this knocking. Moreover, 72 is an ignition advance control unit.

[0057] Next, the control at the time of starting is explained.

[0058] The timing diagram of drawing 11 shows the situation until an engine shifts to self-sustaining

through first \*\* from the cranking initiation by the starter motor in the cold machine condition. In this example, since it is common to become Key OFF once it maintains the condition in front of an engine halt and usually becomes idling operation as for the compression ratio epsilon, it serves as a setup of a high compression ratio in this example. The actuation angle of an inlet valve 12 is also a setup at the time of an idling, and is kept the same in the condition near the minimum actuation angle. The tooth lead angle of the time of cranking initiation is carried out in front of the bottom dead point, and the inhalation-of-air valve-closing time term (IVC) is carrying out the considerable fall of the real compression ratio rather than the peak price. For this reason, the so-called decompression-device effectiveness that excessive compression is avoided at the time of cranking initiation is acquired, and a cranking rotational frequency rises promptly to a predetermined rotational frequency. Since it does not result in first \*\* even if it will carry out fuel injection and will light, if a cranking rotational frequency is too low, priority is given over a real compression ratio to the direction which raises a cranking rotational frequency in this way.

[0059] the place where the cranking rotational frequency became a value more than predetermined -- the lift of an inlet valve 12 -- a central angle -- the lag of phi is carried out. In connection with this, an inhalation-of-air valve-closing time term, it approaches near the bottom dead point and a real compression ratio rises. moreover -- although an inhalation-of-air valve-opening stage (IVO) will be late for coincidence from a top dead center, if negative pressure progresses in the first half of a charging stroke and an inlet valve 12 begins to open by the small lift by this, since a fuel and air will be inhaled at acoustic velocity in a cylinder -- gaseous mixture -- it becomes very advantageous to formation and atomization and evaporation of a fuel are promoted. And finally, since such rate-of-flow energy is changed into heat energy, it is effective in raising an intake-air temperature.

[0060] Since it is high from the first, by the rise of a real compression ratio, whenever [ mixed atmospheric temperature / of a compression top dead center ], the geometric compression ratio epsilon rises to sufficient temperature, and results in first \*\*. In addition, for the combustion maintenance stabilized by even after first \*\*, it is desirable to maintain such a high compression ratio condition.

[0061] Next, after a compression ratio epsilon stops an engine suddenly and leaves it till the next morning on the conditions which are not high, as for the timing diagram of drawing 12, the control at the time of starting of a case as cold machine starting was greeted is shown except the idling etc. Although the conditions of the first stage in this case are various, the view of fundamental control is the same as the example mentioned above. In this example of illustration, since it has a low compression ratio at the time of Key ON, in early stages of cranking, it considers as as [ the condition of a low compression ratio ], and the rise of a cranking rotational frequency is promoted. And it shifts to a high compression ratio condition in the place where the cranking rotational frequency became beyond the predetermined value. coincidence -- a lift -- a central angle -- the lag of phi is carried out and an inhalation-of-air valve-closing time term is brought close to a bottom dead point. Thereby, good starting is attained like the example mentioned above. in addition, the example of this drawing 12 -- a lift -- a central angle -- since the inhalation-of-air valve-action angle EA is larger than the example of drawing 11, the thing with few amounts of lags of phi is because there are few required amounts of lags when bringing an inhalation-of-air valve-closing time term close to a bottom dead point.

[0062] Drawing 13 is a flow chart which shows a control flow at the time of starting mentioned above. First, if cooling water temperature is beyond predetermined temperature (step 2) when an ignition key is set to ON (step 1), it will progress to the control at the time of another warming up (step 3). the compression ratio [ progress to step 4 and ] epsilon at the time of a cold machine if it is in a cold machine condition, the actuation angle EA, and a lift -- a central angle -- each control map of phi is read. And the condition of the actual compression ratio epsilon at that time is distinguished at step 5, if it is in a high compression ratio condition, it will progress to henceforth [ step 6 ] and control equivalent to drawing 11 will be performed. Moreover, if it is in a low compression ratio condition, it will progress to henceforth [ step 11 ] and control equivalent to drawing 12 will be performed.

[0063] That is, in the case of a high compression ratio condition, after waiting until a cranking rotational frequency reaches a predetermined rotational frequency (step 6), a lift and the actuation angle adjustable device 1 are controlled so that the actuation angle EA serves as desired value (steps 7 and 8). coincidence -- a lift -- a central angle -- the phase adjustable device 2 is controlled so that phi becomes desired value (steps 9 and 10).

[0064] after in the case of a low compression ratio condition waiting until a cranking rotational frequency reaches a predetermined rotational frequency too (step 11), the actuation angle EA serves as desired value -- as -- a lift and the actuation angle adjustable device 1 -- controlling (steps 12 and 13) -- a lift -- a central

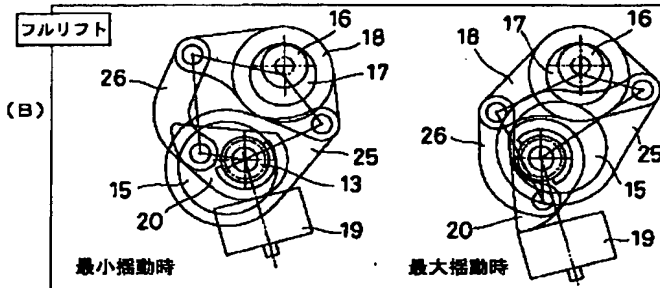
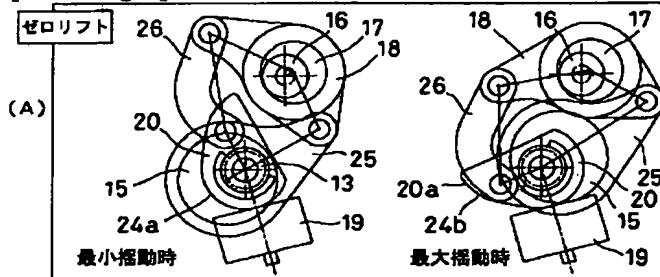
angle -- the phase adjustable device 2 is controlled so that  $\phi$  becomes desired value (steps 14 and 15). The compression ratio device 102 is controlled so that control of a compression ratio  $\epsilon$  is started to coincidence and a compression ratio  $\epsilon$  furthermore serves as desired value at it (steps 16 and 17).

---

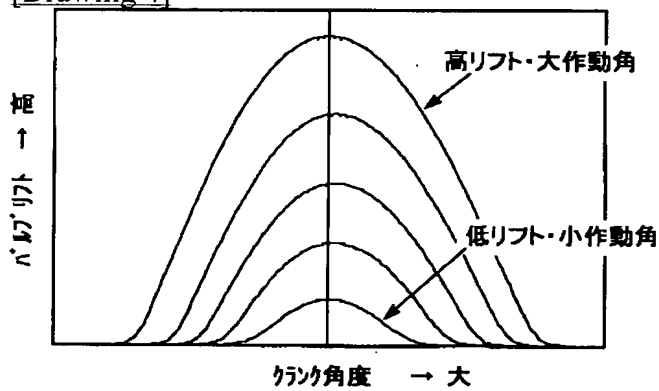
[Translation done.]



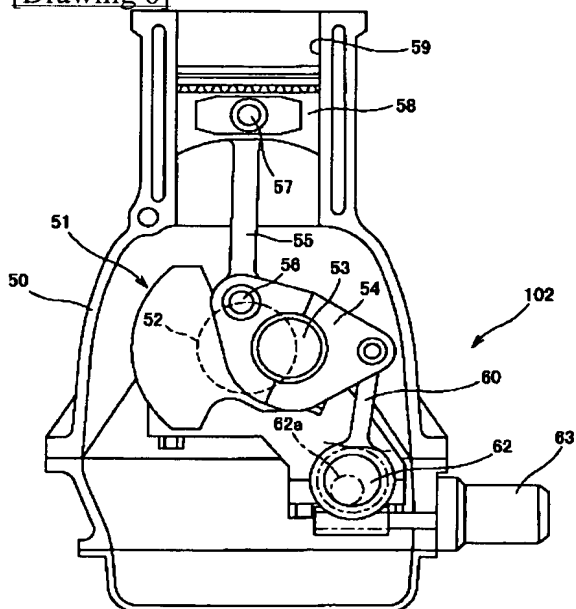
[Drawing 3]



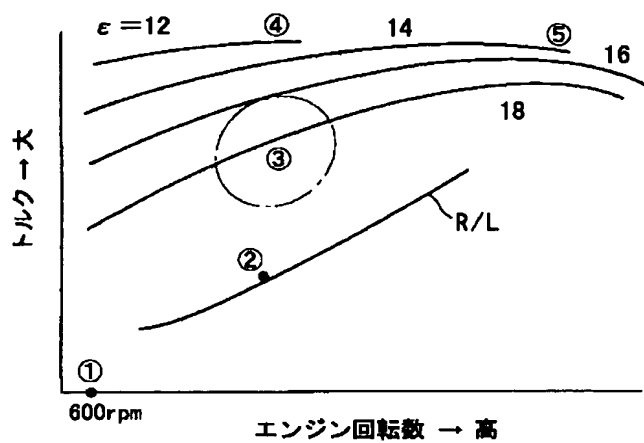
[Drawing 4]



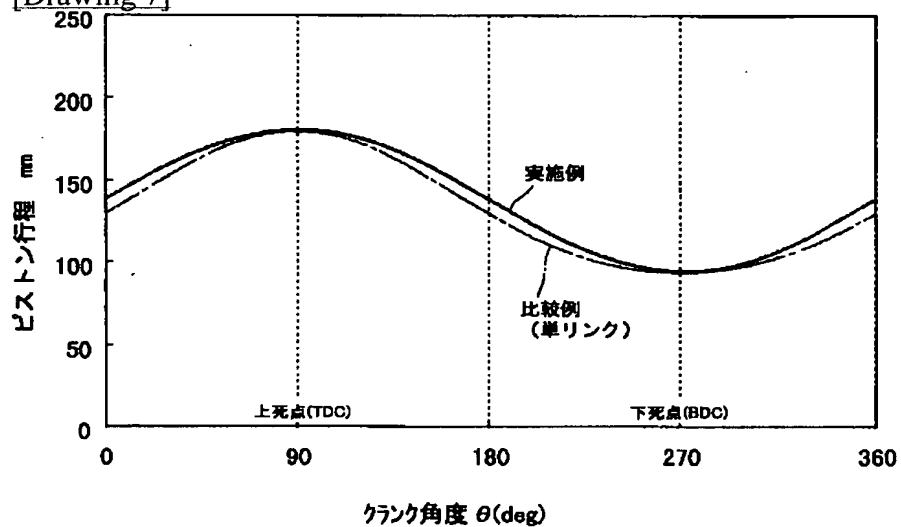
[Drawing 6]



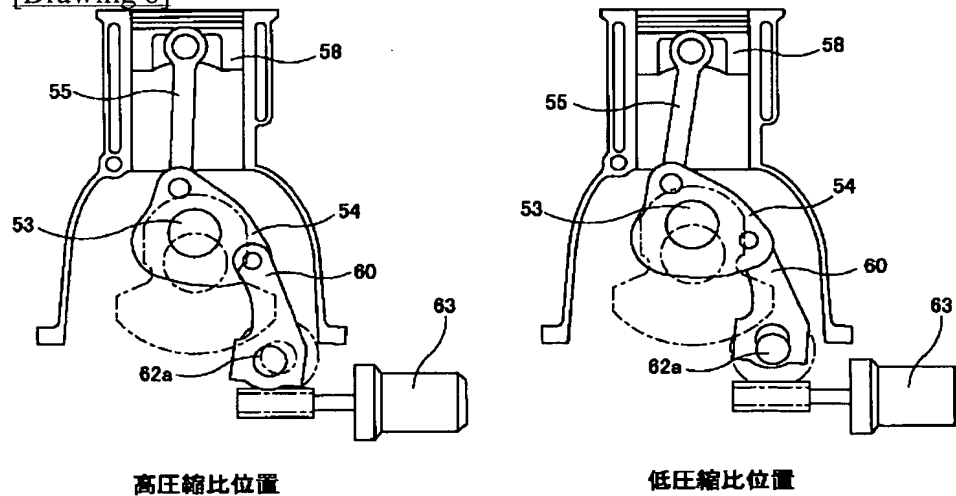
[Drawing 9]



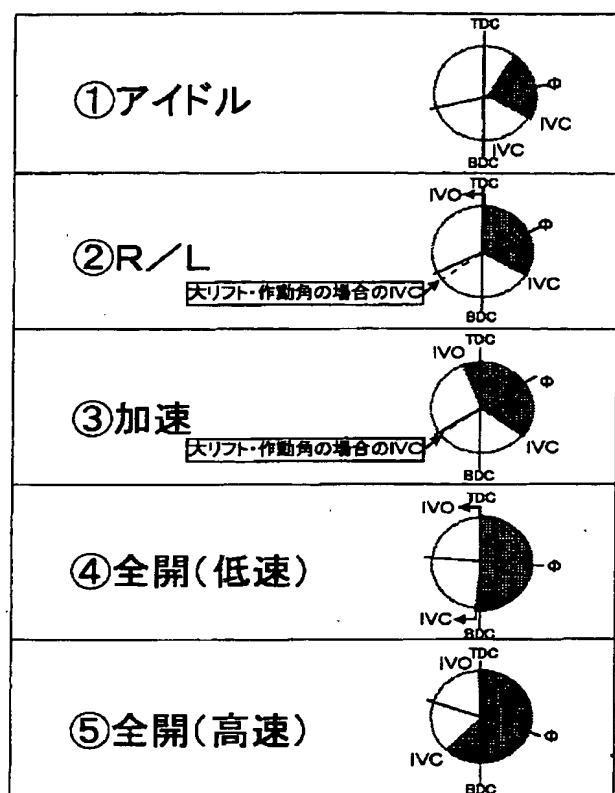
[Drawing 7]



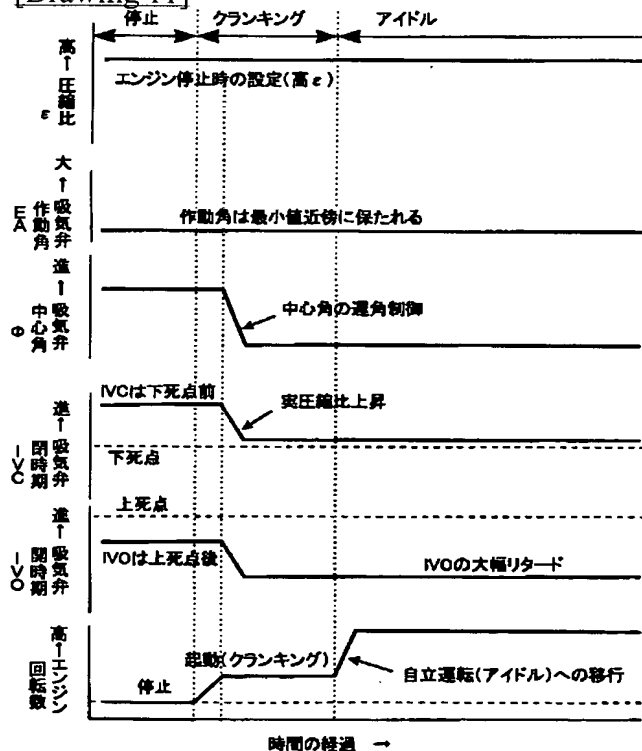
[Drawing 8]



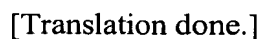
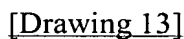
[Drawing 10]



[Drawing 11]



[Drawing 12]





## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2002-276446

(43)Date of publication of application : 25.09.2002

(51)Int.Cl.

F02D 43/00  
 F01L 1/18  
 F01L 1/34  
 F01L 13/00  
 F02B 75/04  
 F02B 75/32  
 F02D 13/02  
 F02D 15/02  
 F02D 41/06

(21)Application number : 2001-077466

(71)Applicant : NISSAN MOTOR CO LTD

(22)Date of filing : 19.03.2001

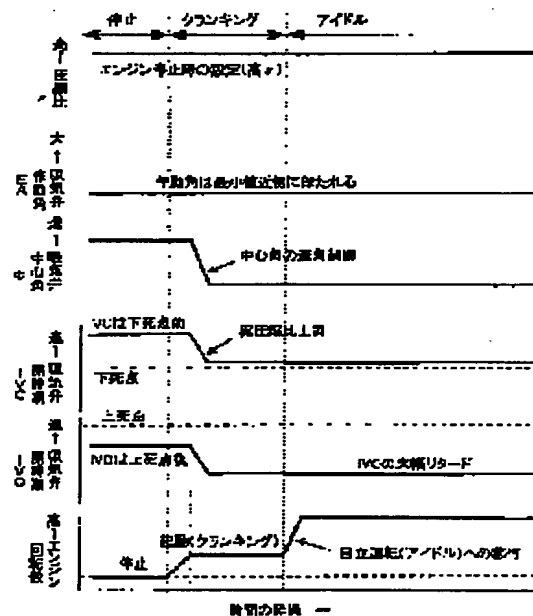
(72)Inventor : AOYAMA SHUNICHI  
 MOGI KATSUYA  
 HIYOSHI RYOSUKE  
 USHIJIMA KENJI

## (54) STARTING CONTROL DEVICE FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE

## (57)Abstract:

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To improve starting performance at a cold time of an engine by controlling an actual compression ratio.

**SOLUTION:** This device is provided with a variable valve gear mechanism for varying and controlling an intake valve closing timing and a variable compression ratio mechanism for varying and controlling a compression ratio  $\epsilon$ . The variable valve gear mechanism is constituted of a lift/operating angle varying mechanism capable of continuously enlarging/reducing a lift/operating angle of the intake valve and a phase varying mechanism for changing a lift center angle  $F$ . At an initial time of cranking, the actual compression ratio is lowered by quickening the intake valve closing timing, making the lift/operating angle small, and cranking rotating speed is quickly raised. After the cranking rotating speed is raised, the center angle  $F$  is lagged, the actual compression ratio is enhanced together with the high compression ratio  $\epsilon$  at the time, and an intake air temperature is raised. As a result, an initial explosion is surely led to start the engine.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号  
特開2002-276446  
(P2002-276446A)

(43) 公開日 平成14年9月25日 (2002.9.25)

(51) Int.Cl. <sup>7</sup>	識別記号	F I	テーマコード* (参考)	
F 0 2 D 43/00	3 0 1	F 0 2 D 43/00	3 0 1 S	3 G 0 1 6
			3 0 1 Z	3 G 0 1 8
F 0 1 L 1/18		F 0 1 L 1/18	B	3 G 0 8 4
1/34		1/34	Z	3 G 0 9 2
13/00	3 0 1	13/00	3 0 1 K	3 G 3 0 1
審査請求 未請求 請求項の数12 O L (全 13 頁) 最終頁に続く				

(21) 出願番号 特願2001-77466 (P2001-77466)

(22) 出願日 平成13年3月19日 (2001.3.19)

(71) 出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72) 発明者 青山 俊一

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産  
自動車株式会社内

(72) 発明者 茂木 克也

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産  
自動車株式会社内

(74) 代理人 100062199

弁理士 志賀 富士弥 (外3名)

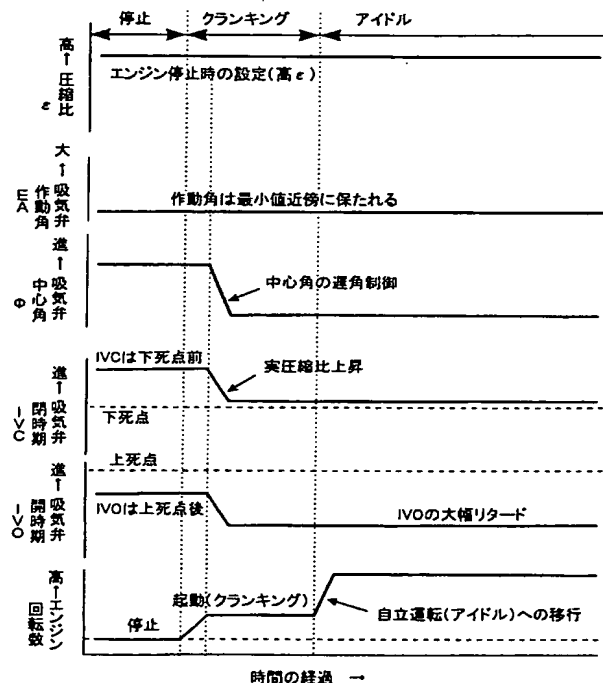
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 内燃機関の起動制御装置

(57) 【要約】

【課題】 実圧縮比を制御して冷機時の起動性を高める。

【解決手段】 吸気弁閉時期を可変制御するために可変動弁機構を備えるとともに、圧縮比 $\epsilon$ を可変制御する可変圧縮比機構を備える。可変動弁機構は、吸気弁のリフト・作動角を連続的に拡大・縮小制御可能なリフト・作動角可変機構とリフト中心角 $\Phi$ を変化させる位相可変機構とからなる。クランキングの初期には、リフト・作動角を小としつつ吸気弁閉時期を早めておいて実圧縮比を下げ、クランキング回転数を早期に上昇させる。クランキング回転数上昇後に、中心角 $\Phi$ を遅角させて、そのときの高い圧縮比 $\epsilon$ とともに、実圧縮比を高め、吸気温度を上昇させる。これにより、確実に初爆に至り、起動する。



## 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 内燃機関の吸気弁の開時期を可変制御する可変動弁手段と、ピストン位置の変更によって内燃機関の圧縮比を可変制御する圧縮比制御手段と、を有する内燃機関において、機関起動時に、上記可変動弁手段と上記圧縮比制御手段との制御の組み合わせによって、起動性が高くなるようにクランキング中の実圧縮比を最適に制御することを特徴とする内燃機関の起動制御装置。

【請求項 2】 クランキングの初期は圧縮比を低く設定し、クランキング開始後に圧縮比を上昇させるように上記圧縮比制御手段が制御されることを特徴とする請求項 1 に記載の内燃機関の起動制御装置。

【請求項 3】 機関冷間起動時におけるクランキング中の圧縮比の最高値が、暖機後におけるクランキング中の圧縮比の最高値よりも高くなるように、上記圧縮比制御手段が制御されることを特徴とする請求項 1 または 2 に記載の内燃機関の起動制御装置。

【請求項 4】 クランキングの初期は吸気弁閉時期が下死点から離れるように設定し、クランキング開始後に吸気弁閉時期を下死点に近づけるように上記可変動弁手段が制御されることを特徴とする請求項 1～3 のいずれかに記載の内燃機関の起動制御装置。

【請求項 5】 上記圧縮比制御手段は、複リンク式ピストンクランク機構からなり、クランクシャフトの回転に対するピストンの往復運動が、単振動運動に近いストローク特性となるように構成されていることを特徴とする請求項 1～4 のいずれかに記載の内燃機関の起動制御装置。

【請求項 6】 上記可変動弁手段は、吸気弁のリフト・作動角を同時にかつ連続的に拡大、縮小制御可能なリフト・作動角可変機構を備え、機関冷間起動時に、上記吸気弁のリフト・作動角が小となるように制御されることを特徴とする請求項 1～5 のいずれかに記載の内燃機関の起動制御装置。

【請求項 7】 上記可変動弁手段は、吸気弁のリフト中心角の位相を遅進させる位相可変機構を備え、機関冷機時に、上記吸気弁のリフト中心角が遅角するように制御されることを特徴とする請求項 1～6 のいずれかに記載の内燃機関の起動制御装置。

【請求項 8】 上記可変動弁手段は、吸気弁のリフト・作動角を同時にかつ連続的に拡大、縮小制御可能なリフト・作動角可変機構と、上記位相可変機構と、の双方を備え、上記リフト・作動角に対応して、該リフト・作動角が小さい条件では上記リフト中心角の遅角を増大させるようにしたことを特徴とする請求項 7 に記載の内燃機関の起動制御装置。

【請求項 9】 上記圧縮比制御手段は、上記ピストンにピストンピンを介して連結された第 1 リンクと、この第 1 リンクに揺動可能に連結されるとともにクランクシャフトのクランクピン部に回転可能に連結された第 2 リン

クと、上記第 2 リンクに揺動可能に連結されるとともに機関本体に揺動可能に支持された第 3 リンクと、を含んで構成されることを特徴とする請求項 1～8 のいずれかに記載の内燃機関の起動制御装置。

【請求項 10】 上記第 3 リンクの機関本体に対する支点位置を機関運転条件に応じて変化させることで圧縮比の可変制御を行うことを特徴とする請求項 9 に記載の内燃機関の起動制御装置。

【請求項 11】 上記リフト・作動角可変機構は、駆動軸により回転駆動される偏心カムと、この偏心カムの外周に相対回転可能に嵌合したリンクアームと、上記駆動軸と平行に設けられ、かつ偏心カム部を備えた回動可能な制御軸と、この制御軸の偏心カム部に回転可能に装着され、かつ上記リンクアームにより揺動されるロッカアームと、上記駆動軸に回転可能に支持されるとともに、上記ロッカアームにリンクを介して連結され、該ロッカアームに伴って揺動することにより吸気弁のタペットを押圧する揺動カムと、を備えており、上記制御軸の偏心カム部の回動位置を変化させることにより吸気弁のリフト・作動角が同時に増減変化するように構成されていることを特徴とする請求項 6 または 8 に記載の内燃機関の起動制御装置。

【請求項 12】 上記位相可変機構は、チェーンまたはタイミングベルトを介して上記クランクシャフトにより回転駆動されるカムスプロケットと、このカムスプロケットにより回転駆動されるカムシャフトと、上記カムスプロケットと上記カムシャフトとの位相を変化させる機構と、を含んで構成されることを特徴とする請求項 7 または 8 に記載の内燃機関の起動制御装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は内燃機関の低温時起動性を改善する起動制御装置に関し、特に、吸気弁の開時期を可変制御し得る可変動弁手段と、内燃機関の圧縮比（公称圧縮比 $\epsilon$ ）を可変制御する圧縮比制御手段と、を備えたガソリン機関の低温時の起動性向上技術に関する。

## 【0002】

【従来の技術】 本出願人は、先に、吸気弁のリフト・作動角を連続的に拡大、縮小制御可能な可変動弁機構を提案しており（例えば特開平 11-107725 号公報、特開平 11-324625 号公報等参照）、さらに、リフトの中心角の位相を遅進させる機構と組み合わせ、リフト特性の大幅な自由度を得るようにした可変動弁機構を提案している。

【0003】 またレシプロ式内燃機関の可変圧縮比機構として、例えば、特開 2000-73804 号に開示されているように、複リンク式のピストンクランク機構を利用したものが近年提案されている。

## 【0004】

10

20

30

40

50

【発明が解決しようとする課題】 $-40^{\circ}\text{C}$ といった極低温時には、シリンダ内に流入する吸入空気の温度が低いだけでなく、ピストンやシリンダなどの燃焼室を構成する構造体の温度も低いために、圧縮時の最高温度は大幅に低下する。これに加えて、燃料の気化、霧化も不十分となるため、混合気の形成も悪化する。さらに、このような低温時には、一般に車載のバッテリーの能力が低下しており、また、オイルの粘度も高いため、スタータモータによるクランキングの回転がなかなか上昇しない。これも、速やかな起動を阻害する要因になっている。

【0005】このような極低温時の起動性悪化に対しては、燃料の霧化を促進する吸気制御弁や、ディーゼル機関で利用されているグロープラグのように筒内の温度を高めるために何らかのエネルギーを直接筒内に加える手段や、吸気ポートにヒータを装着して吸気温度を高める手段、などが既に実用化されているが、基本的には、圧縮上死点における点火時の混合気温度をいかに上昇させるかが重要なポイントとなる。

【0006】そして、この混合気温度の上昇のためには、圧縮比、特に実圧縮比を高めることが本質的に必要である。

【0007】本発明は、内燃機関の幾何学的な圧縮比つまり公称圧縮比 $\epsilon$ を可変制御する圧縮比制御手段と、実圧縮比を左右する吸気弁の開閉時期に影響する可変動弁手段との制御の組み合わせによって、起動性ととりわけ低温時の起動性を高めることを目的とする。

【0008】

【課題を解決するための手段】請求項1に係る内燃機関の起動制御装置は、内燃機関の吸気弁の開閉時期を可変制御する可変動弁手段と、ピストン位置の変更によって内燃機関の圧縮比（公称圧縮比 $\epsilon$ ）を可変制御する圧縮比制御手段と、を有する内燃機関において、機関起動時に、上記可変動弁手段と上記圧縮比制御手段との制御の組み合わせによって、起動性が高くなるようにクランキング中の実圧縮比を最適に制御することを特徴としている。

【0009】例えばアイドルや部分負荷域では吸気弁閉時期を下死点よりも早めることでポンプ損失を低減することができるが、内燃機関の公称圧縮比が一定であれば、吸気弁閉時期を下死点よりも早めることで、実圧縮比が低下してしまう。そこで、この発明では、吸気弁閉時期による実圧縮比の変動をも考慮して、クランキング中の実圧縮比が起動性の上で最適となるように、可変動弁手段と圧縮比制御手段とを制御する。

【0010】より具体的な請求項2の発明では、クランキングの初期は圧縮比を低く設定し、クランキング開始後に圧縮比を上昇させるように上記圧縮比制御手段が制御される。

【0011】すなわち、公称圧縮比 $\epsilon$ が高いと、スタータモータによるクランキングの回転数が低くなりやす

い。クランキング回転数が低いと、混合気に点火しても初爆には至らないため、初期には、クランキング回転数の上昇が優先される。この請求項2のようにクランキングの初期に圧縮比を低くすることで、クランキング回転数が上昇しやすい。そして、クランキング回転数がある程度上昇した段階で圧縮比を高めることで、実圧縮比も上昇し、混合気温度の上昇が図れる。

【0012】請求項3の発明は、機関冷間起動時におけるクランキング中の圧縮比の最高値が、暖機後におけるクランキング中の圧縮比の最高値よりも高くなるように、上記圧縮比制御手段が制御されることを特徴とする。

【0013】冷間時に圧縮比を相対的に高めることで、実圧縮比も上昇し、冷間時の起動性が向上する。

【0014】請求項4の発明は、クランキングの初期は吸気弁閉時期が下死点から離れるように設定し、クランキング開始後に吸気弁閉時期を下死点に近づけるように上記可変動弁手段が制御されることを特徴としている。クランキングの初期に吸気弁閉時期を下死点から遅角側もしくは進角側へ離して設定すれば、圧縮比（公称圧縮比 $\epsilon$ ）を高めてあっても、実圧縮比は低下し、クランキング中のコンプレッションを低下させる所謂デコンプ作用が得られる。そのため、上述したようにクランキング回転数が上昇する。そして、クランキング開始後に吸気弁閉時期を下死点に近づければ、実圧縮比が上昇する。

【0015】請求項5の発明においては、上記圧縮比制御手段は、複リンク式ピストンクランク機構からなり、クランクシャフトの回転に対するピストンの往復運動が、単振動運動に近いストローク特性となるように構成されている。このように単振動運動に近いストローク特性とすれば、騒音振動の面で有利となるのは勿論であるが、特に、上死点付近のピストン速度が、一般的な単リンク式ピストンクランク機構に比べて、20%程度緩やかとなる。これは、特に、冷機時のような燃焼速度が遅い条件下において、初期の火炎核が生成され、かつ成長していく上で、時間余裕が大きく与えられることになり、燃焼を安定させる上で効果がある。

【0016】請求項6に係る発明においては、上記可変動弁手段は、吸気弁のリフト・作動角を同時にかつ連続的に拡大、縮小制御可能なリフト・作動角可変機構を備え、機関冷間起動時に、上記吸気弁のリフト・作動角が小となるように制御される。

【0017】また請求項7に係る発明においては、上記可変動弁手段は、吸気弁のリフト中心角の位相を遅進させる位相可変機構を備え、機関冷機時に、上記吸気弁のリフト中心角が遅角するように制御される。

【0018】この請求項7の発明をさらに限定した請求項8の発明においては、上記可変動弁手段は、吸気弁のリフト・作動角を同時にかつ連続的に拡大、縮小制御可能なリフト・作動角可変機構と、上記位相可変機構と、

の双方を備え、上記リフト・作動角に対応して、該リフト・作動角が小さい条件では上記リフト中心角の遅角を増大させるようにしたことを特徴としている。

【0019】すなわち、リフト・作動角を小さくしつつリフト中心角を遅角することで、吸気弁閉時期は下死点近傍に近づき、実圧縮比が上昇する。また同時に、吸気弁閉時期が上死点よりも遅れるようになり、吸入行程前半で負圧が発達した後に、吸気弁が小リフトで開き始める。そのため、音速で筒内に吸気が流入し、燃料および空気が高速で流れるので、混合気形成に極めて有利であり、霧化、気化が促進される。またこのような流速エネルギーは最終的には熱エネルギーに変換されるため、吸気温度を上昇させる効果がある。従って、幾何学的な圧縮比 $\epsilon$ を同時に高めておくことで、圧縮上死点の混合気温度は十分な温度に上昇し、初爆に至る。

【0020】上記圧縮比制御手段は、例えば請求項9のように、上記ピストンにピストンピンを介して連結された第1リンクと、この第1リンクに揺動可能に連結されるとともにクランクシャフトのクランクピン部に回転可能に連結された第2リンクと、上記第2リンクに揺動可能に連結されるとともに機関本体に揺動可能に支持された第3リンクと、を含んで構成される。このような複リンク式ピストンクランク機構においては、各リンクや支点のアライメントを適切に設定することにより、上述したような単振動運動に近いストローク特性を容易に得ることができる。

【0021】そして、この構成では、例えば請求項10のように、上記第3リンクの機関本体に対する支点位置を機関運転条件に応じて変化させることで圧縮比の可変制御を行うことができる。すなわち、第3リンクの支点位置の変化に伴って、ピストン上死点でのピストン位置が変化し、公称圧縮比 $\epsilon$ が変化する。

【0022】上記リフト・作動角可変機構は、例えば請求項11のように、駆動軸により回転駆動される偏心カムと、この偏心カムの外周に相対回転可能に嵌合したリンクアームと、上記駆動軸と平行に設けられ、かつ偏心カム部を備えた回動可能な制御軸と、この制御軸の偏心カム部に回転可能に装着され、かつ上記リンクアームにより揺動されるロッカアームと、上記駆動軸に回転可能に支持されるとともに、上記ロッカアームにリンクを介して連結され、該ロッカアームに伴って揺動することにより吸気弁のタペットを押圧する揺動カムと、を備えており、上記制御軸の偏心カム部の回動位置を変化させることにより吸気弁のリフト・作動角が同時に増減変化するように構成される。

【0023】また上記位相可変機構は、例えば請求項12のように、チェーンまたはタイミングベルトを介して上記クランクシャフトにより回転駆動されるカムスプロケットと、このカムスプロケットにより回転駆動されるカムシャフトと、上記カムスプロケットと上記カムシャ

フトとの位相を変化させる機構と、を含んで構成される。

【0024】

【発明の効果】この発明に係る内燃機関の起動制御装置によれば、クランキング中の実圧縮比を、吸気弁閉時期の可変制御と圧縮比の可変制御とを組み合わせることで最適に制御するので、例えば極低温時においても、筒内ガス温度を高く確保して、高い起動性を得ることができる。

【0025】特に請求項2～4によれば、バッテリー能力が低下する極低温時においても、クランキング回転数を十分に上昇させることができ、一層確実に起動させることができる。

【0026】さらに、請求項5のように圧縮比制御手段を構成する複リンク式ピストンクランク機構が単振動運動に近いストローク特性となるようにすれば、上死点付近のピストン速度が、一般的な単リンク式ピストンクランク機構に比べて緩やかとなることから、燃焼速度が遅い冷機時に、初期の火炎核の成長が十分に可能となり、燃焼を安定させることができる。

【0027】

【発明の実施の形態】以下、この発明の好ましい実施の形態を図面に基づいて詳細に説明する。

【0028】図1は、この発明に係る内燃機関の起動制御装置の一実施例を示している。この起動制御装置は、吸気弁閉時期を可変制御するための可変動弁機構101と、内燃機関の公称圧縮比 $\epsilon$ を可変制御する圧縮比可変機構102と、を備えている。

【0029】図2は、上記可変動弁機構101の構成を示す構成説明図であり、この可変動弁機構は、吸気弁12のリフト・作動角を変化させるリフト・作動角可変機構1と、そのリフトの中心角の位相（クランクシャフトに対する位相）を進角もしくは遅角させる位相可変機構2と、が組み合わされて構成されている。

【0030】まず、図3の動作説明図を併せて、リフト・作動角可変機構1を説明する。なお、このリフト・作動角可変機構1は、本出願人が先に提案したものであるが、例えば特開平11-107725号公報等によって公知となっているので、その概要のみを説明する。

【0031】リフト・作動角可変機構1は、シリンダヘッド51上部の図示せぬカムブラケットに回転自在に支持された中空状の駆動軸13と、この駆動軸13に、圧入等により固定された偏心カム15と、上記駆動軸13の上方位置に同じカムブラケットによって回転自在に支持されるとともに駆動軸13と平行に配置された制御軸16と、この制御軸16の偏心カム部17に揺動自在に支持されたロッカアーム18と、各吸気弁12の上端部に配置されたタペット19に当接する揺動カム20と、を備えている。上記偏心カム15とロッカアーム18とはリンクアーム25によって連係されており、ロッカアーム18と揺動カム20とは、リンク部材26によって

連係されている。

【0032】上記駆動軸13は、後述するように、タイミングチェーンないしはタイミングベルトを介して機関のクランクシャフトによって駆動されるものである。

【0033】上記偏心カム15は、円形外周面を有し、該外周面の中心が駆動軸13の軸心から所定量だけオフセットしているとともに、この外周面に、リンクアーム25の環状部25aが回転可能に嵌合している。

【0034】上記ロッカアーム18は、略中央部が上記偏心カム部17によって支持されており、その一端部に、上記リンクアーム25の延長部25bが連係しているとともに、他端部に、上記リンク部材26の上端部が連係している。上記偏心カム部17は、制御軸16の軸心から偏心しており、従って、制御軸16の角度位置に応じてロッカアーム18の揺動中心は変化する。

【0035】上記揺動カム20は、駆動軸13の外周に嵌合して回転自在に支持されており、側方へ延びた端部20aに、上記リンク部材26の下端部が連係している。この揺動カム20の下面には、駆動軸13と同心状の円弧をなす基円面24aと、該基円面24aから上記端部20aへと所定の曲線を描いて延びるカム面24bと、が連続して形成されており、これらの基円面24aならびにカム面24bが、揺動カム20の揺動位置に応じてタペット19の上面に当接するようになっている。

【0036】すなわち、上記基円面24aはベースサークル区間として、リフト量が0となる区間であり、図3に示すように、揺動カム20が揺動してカム面24bがタペット19に接触すると、徐々にリフトしていくことになる。なお、ベースサークル区間とリフト区間との間には若干のランプ区間が設けられている。

【0037】上記制御軸16は、図1、2に示すように、一端部に設けられたリフト・作動角制御用油圧アクチュエータ31によって所定角度範囲内で回転するように構成されている。このリフト・作動角制御用油圧アクチュエータ31への油圧供給は、エンジンコントロールユニット33からの制御信号に基づき、第1油圧制御部32によって制御されている。

【0038】このリフト・作動角可変機構1の作用を説明すると、駆動軸13が回転すると、偏心カム15のカム作用によってリンクアーム25が上下動し、これに伴ってロッカアーム18が揺動する。このロッカアーム18の揺動は、リンク部材26を介して揺動カム20へ伝達され、該揺動カム20が揺動する。この揺動カム20のカム作用によって、タペット19が押圧され、吸気弁12がリフトする。

【0039】ここで、リフト・作動角制御用油圧アクチュエータ31を介して制御軸16の角度が変化すると、ロッカアーム18の初期位置が変化し、ひいては揺動カム20の初期揺動位置が変化する。

【0040】例えば偏心カム部17が図3(A)のよう

に上方へ位置しているとする、ロッカアーム18は全体として上方へ位置し、揺動カム20の端部20aが相対的に上方へ引き上げられた状態となる。つまり、揺動カム20の初期位置は、そのカム面24bがタペット19から離れる方向に傾く。従って、駆動軸13の回転に伴って揺動カム20が揺動した際に、基円面24aが長くタペット19に接触し続け、カム面24bがタペット19に接触する期間は短い。従って、リフト量が全体として小さくなり、かつその開時期から閉時期までの角度範囲つまり作動角も縮小する。

【0041】逆に、偏心カム部17が図3(B)のように下方へ位置しているとする、ロッカアーム18は全体として下方へ位置し、揺動カム20の端部20aが相対的に下方へ押し下げられた状態となる。つまり、揺動カム20の初期位置は、そのカム面24bがタペット19に近づく方向に傾く。従って、駆動軸13の回転に伴って揺動カム20が揺動した際に、タペット19と接触する部位が基円面24aからカム面24bへと直ちに移行する。従って、リフト量が全体として大きくなり、かつその作動角も拡大する。

【0042】上記の偏心カム部17の初期位置は連続的に変化させ得るので、これに伴って、バルブリフト特性は、図4に示すように、連続的に変化する。つまり、リフトならびに作動角を、両者同時に、連続的に拡大、縮小させることができる。なお、この実施例では、リフト・作動角の大小変化に伴い、吸気弁12の開時期と閉時期とがほぼ対称に変化する。

【0043】次に、位相可変機構2は、図2に示すように、上記駆動軸13の前端部に設けられたスプロケット35と、このスプロケット35と上記駆動軸13とを、所定の角度範囲内において相対的に回転させる位相制御用油圧アクチュエータ36と、から構成されている。上記スプロケット35は、図示せぬタイミングチェーンもしくはタイミングベルトを介して、クランクシャフトに連動している。上記位相制御用油圧アクチュエータ36への油圧供給は、エンジンコントロールユニット33からの制御信号に基づき、第2油圧制御部37によって制御されている。この位相制御用油圧アクチュエータ36への油圧制御によって、スプロケット35と駆動軸13とが相対的に回転し、図5に示すように、リフト中心角が遅進する。つまり、リフト特性の曲線自体は変わらずに、全体が進角もしくは遅角する。また、この変化も、連続的に得ることができる。位相可変機構2としては、油圧式のものに限られず、電磁式アクチュエータを利用したものなど、種々の構成が可能である。

【0044】なお、リフト・作動角可変機構1ならびに位相可変機構2の制御としては、実際のリフト・作動角あるいは位相を検出するセンサを設けて、クローズドループ制御するようにしても良く、あるいは運転条件に応じて単にオープンループ制御するようにしても良い。

【0045】図6は、可変圧縮比機構102の構成を示す図である。

【0046】クランクシャフト51は、複数のジャーナル部52とクランクピン部53とを備えており、シリンダブロック50の主軸受に、ジャーナル部52が回転自在に支持されている。上記クランクピン部53は、ジャーナル部52から所定量偏心しており、ここに第2リンクとなるロアリンク54が回転自在に連結されている。

【0047】上記ロアリンク54は、左右の2部材に分割可能に構成されているとともに、略中央の連結孔に上記クランクピン部53が嵌合している。

【0048】第1リンクとなるアッパリンク55は、下端側が連結ピン56によりロアリンク54の一端に回転可能に連結され、上端側がピストンピン57によりピストン58に回転可能に連結されている。上記ピストン58は、燃焼圧力を受け、シリンダブロック50のシリンダ59内を往復動する。なお、上記シリンダ59の上部に、上記吸気弁12および図示せぬ排気弁が配置されている。

【0049】第3リンクとなるコントロールリンク60は、上端側が連結ピン61によりロアリンク54の他端に回転可能に連結され、下端側が制御軸62を介して機関本体の一部となるシリンダブロック50の下部に回転可能に連結されている。詳しくは、制御軸62は、回転可能に機関本体に支持されているとともに、その回転中心から偏心している偏心カム部62aを有し、この偏心カム部62aに上記コントロールリンク60下端部が回転可能に嵌合している。

【0050】上記制御軸62は、エンジンコントロールユニット33（図1参照）からの制御信号に基づき、電動モータを用いた圧縮比制御アクチュエータ63によって回転位置が制御される。

【0051】上記のような複リンク式ピストンクランク機構を用いた可変圧縮比機構102においては、上記制御軸62が圧縮比制御アクチュエータ63によって回転されると、偏心カム部62aの中心位置、特に、機関本体に対する相対位置が変化する。これにより、コントロールリンク60の下端の揺動支持位置が変化する。そして、上記コントロールリンク60の揺動支持位置が変化すると、ピストン58の行程が変化する。図8のように、ピストン上死点（TDC）におけるピストン58の位置が高くなったり低くなったりする。これにより、機関圧縮比を変えることが可能となる。図8は、高圧縮比状態と低圧縮比状態とを代表的に示しているが、これらの間で圧縮比を連続的に変化させることができる。

【0052】また、上記の複リンク式可変圧縮比機構102においては、リンクディメンジョンを適切に選定することにより、図7に示すような単振動に近いピストンストローク特性が得られる。この単振動に近いストローク特性は振動騒音の上でも有利ではあるが、特に、上死

点付近のピストン速度が、一般的な単リンク式ピストンクランク機構に比べて、20%前後緩やかとなる。これは、前述したように、特に冷機時のような燃焼速度が遅い条件下で、初期の火炎核の生成、成長の上で有利となる。

【0053】上記可変圧縮比機構102による圧縮比の制御特性を図9に示す。なお、この圧縮比は、ピストン58のストロークによる燃焼室の容積変化のみで決まる幾何学的な圧縮比 $\epsilon$ である。可変動弁機構101と組み合わせた本発明では、最終的な実圧縮比は、吸気弁閉時期の制御によって左右される。つまり、吸気弁12が閉じた時点から実質的な圧縮が開始するため、公称圧縮比 $\epsilon$ が高くても、吸気弁閉時期が下死点よりも早くなると実圧縮比は低下することになる。

【0054】図10は、代表的な運転条件下での可変動弁機構101による吸気弁閉時期の制御を示す。なお、それぞれに対応する点（あるいは領域）を図9に付記してある。図示するように、①アイドリングおよび②部分負荷域（R/L域）では、小作動角とするとともにリフト中心角 $\Phi$ を進角させる。従って、吸気弁閉時期も下死点より相当早い特性となる。これにより、大幅なポンプ損失の低減が図れる。ここで、もし公称圧縮比 $\epsilon$ が通常のレベルであると、実圧縮比が低下して燃焼が悪化するため、図9に示すように、このような低負荷領域では圧縮比 $\epsilon$ を高めている。

【0055】③加速領域では吸気充填効率を高める必要から、吸気弁閉時期が下死点に近づくように可変動弁機構101を制御する。そのため、ノック発生を事前に防止する上からも、圧縮比 $\epsilon$ を低下させることが必要となる。④⑤全開出力時は、充填効率を最大とするために、作動角を十分に拡大し、吸気弁閉時期を上死点近傍とするとともに、吸気弁閉時期を下死点近傍とする。従って実圧縮比が高くなる傾向となるので、可変圧縮比機構102による圧縮比 $\epsilon$ はさらに低下させる。特にノッキングの厳しい④低速全負荷域では、通常のレベルの圧縮比 $\epsilon$ に近づけることが必要となる。⑤高速全負荷域では、作動角をさらに拡大するとともに、中心角を遅角し、閉時期が下死点よりもさらに遅れたものとするようになるが、この高速時は、ノッキング発生の要因となる過酸化物等の化学反応が進行する前に燃焼が終わるため、圧縮比 $\epsilon$ は低速より高めることが可能である。なお、これにより膨張比も高くなるため、排気温度が低下し、排気系に設けられた触媒の劣化を防止できる点でも有利となる。

【0056】このように、本実施例では、吸気弁12の作動角とリフト中心角、ならびに圧縮比が、予め用意された制御マップに基づいて制御される。なお、図1に示したように、本実施例では、ノッキング発生を検出するノッキングセンサ71がシリンダブロック50等に設けられており、このノッキングによっても圧縮比 $\epsilon$ 等が修

正されるようになっている。また、72は点火進角制御装置である。

【0057】次に、起動時の制御について説明する。

【0058】図11のタイムチャートは、冷機状態において、スタータモータによるクランキング開始から初爆を経て機関が自立運転に移行するまでの状況を示している。本実施例では、圧縮比 $\epsilon$ は機関停止直前の状態を維持するようになっており、通常は、一旦アイドル運転となつてからキーOFFとなるのが一般的であるから、この例では高い圧縮比の設定となっている。同様に吸気弁12の作動角もアイドル時の設定であり、最小作動角に近い状態に保たれている。吸気弁閉時期（IVC）は、クランキング開始時は下死点前に進角されており、実圧縮比は最高値よりは相当低下している。このため、クランキング開始時に、過大なコンプレッションが避けられる所謂デコンプ効果が得られ、所定回転数まで速やかにクランキング回転数が上昇する。クランキング回転数が低すぎると燃料噴射をして点火しても初爆にはいたらないため、このように、実圧縮比よりもクランキング回転数を上昇させる方が優先される。

【0059】クランキング回転数が所定以上の値になったところで、吸気弁12のリフト中心角 $\phi$ が遅角される。これに伴い、吸気弁閉時期は下死点近傍に近づき、実圧縮比が上昇する。また同時に吸気弁閉時期（IVO）は上死点よりも遅れることになるが、これにより、吸入行程前半で負圧が発達し、吸気弁12が小リフトで開き始めると、筒内に音速で燃料や空気が吸入されるので、混合気形成に極めて有利となり、燃料の霧化や気化が促進される。しかも、このような流速エネルギーは最終的には熱エネルギーに変換されるため、吸気温度を上昇させる効果もある。

【0060】幾何学的な圧縮比 $\epsilon$ はもともと高いため、実圧縮比の上昇によって、圧縮上死点の混合気温度は十分な温度に上昇し、初爆に至る。なお、初爆後も安定した燃焼維持のためには、このような高圧縮比状態を維持するのが好ましい。

【0061】次に、図12のタイムチャートは、アイドルリング以外など、圧縮比 $\epsilon$ が高くない条件で急に機関を停止させ、翌朝まで放置した後に、冷機始動を迎えたような場合の起動時の制御を示している。この場合の初期の条件は様々であるが、基本的な制御の考え方は、前述した例と同じである。この図示例では、キーON時に低圧縮比となっているので、クランキング初期には、低圧縮比の状態のままとし、クランキング回転数の上昇を促進する。そして、クランキング回転数が所定値以上になったところで、高圧縮比状態に移行する。同時に、リフト中心角 $\phi$ を遅角させ、吸気弁閉時期を下死点に近づける。これにより、前述した例と同様に、良好な起動が可能となる。なお、この図12の例でリフト中心角 $\phi$ の遅角量が少ないのは、吸気弁作動角EAが図11の例より

大きくなっているため、吸気弁閉時期を下死点に近づける上で必要な遅角量が少ないためである。

【0062】図13は、上述した起動時の制御の流れを示すフローチャートである。まず、イグニッションキーがON（ステップ1）となったときに、冷却水温が所定温度以上（ステップ2）であれば、別の暖機時の制御（ステップ3）へ進む。冷機状態であれば、ステップ4へ進んで、冷機時における圧縮比 $\epsilon$ 、作動角EA、リフト中心角 $\phi$ の各制御マップを読み込む。そして、ステップ5でそのときの実際の圧縮比 $\epsilon$ の状態を判別し、高圧縮比状態であれば、ステップ6以降へ進んで、図11に相当する制御を実行する。また、低圧縮比状態であれば、ステップ11以降へ進んで、図12に相当する制御を実行する。

【0063】すなわち、高圧縮比状態の場合は、クランキング回転数が所定回転数に達する（ステップ6）まで待ってから、作動角EAが目標値となるように、リフト・作動角可変機構1を制御する（ステップ7、8）。同時に、リフト中心角 $\phi$ が目標値となるように、位相可変機構2を制御する（ステップ9、10）。

【0064】低圧縮比状態の場合は、やはりクランキング回転数が所定回転数に達する（ステップ11）まで待ってから、作動角EAが目標値となるように、リフト・作動角可変機構1を制御する（ステップ12、13）とともに、リフト中心角 $\phi$ が目標値となるように、位相可変機構2を制御する（ステップ14、15）。さらに同時に、圧縮比 $\epsilon$ の制御を開始し、圧縮比 $\epsilon$ が目標値となるように、圧縮比機構102を制御する（ステップ16、17）。

【図面の簡単な説明】

【図1】この発明に係る起動制御装置のシステム全体を示す構成説明図。

【図2】この実施例における可変動弁機構を示す斜視図。

【図3】リフト・作動角可変機構の動作説明図。

【図4】リフト・作動角可変機構によるリフト・作動角の特性変化を示す特性図。

【図5】位相可変機構によるバルブリフト特性の位相変化を示す特性図。

【図6】この実施例における可変圧縮比機構を示す正面図。

【図7】この可変圧縮比機構となる複リンク式ピストンークランク機構のピストンストローク特性を示す特性図。

【図8】可変圧縮比機構の動作説明図。

【図9】圧縮比制御特性を示す特性図。

【図10】代表的な運転条件でのバルブリフト特性を示す特性図。

【図11】高圧縮比状態からの冷機起動時の各部の動作を示すタイムチャート。



【図 1 2】 低圧縮比状態からの冷機起動時の各部の動作を示すタイムチャート。

【図 1 3】 起動時の制御の流れを示すフローチャート。

【符号の説明】

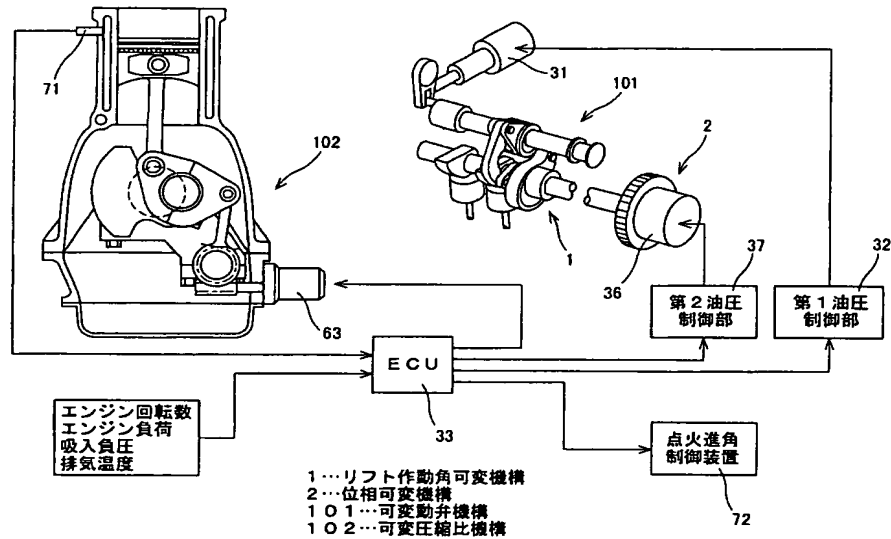
101…可変動弁機構

102…可変圧縮比機構

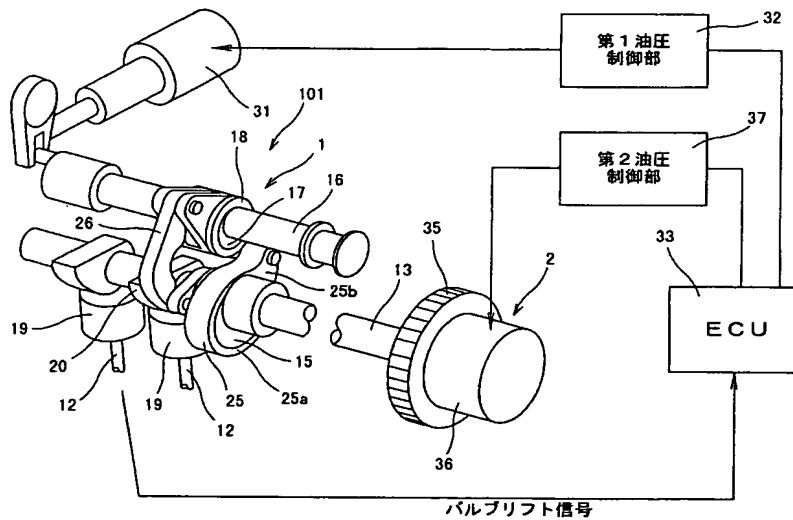
1…リフト・作動角可変機構

2…位相可変機構

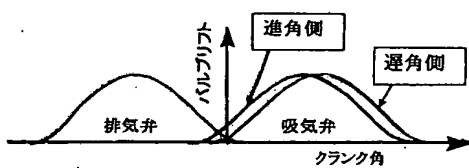
【図 1】



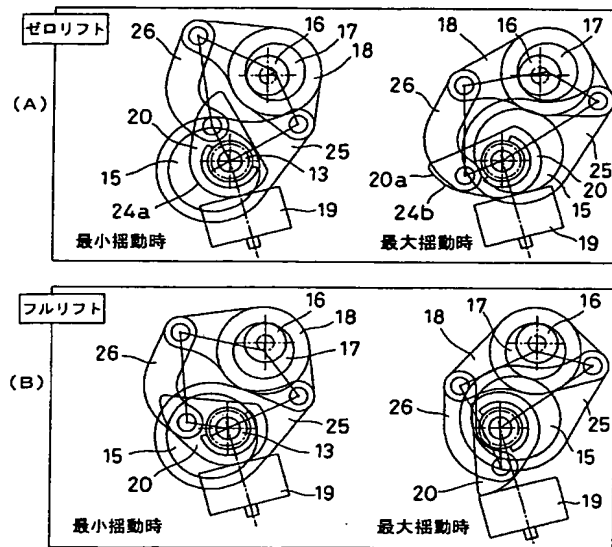
【図 2】



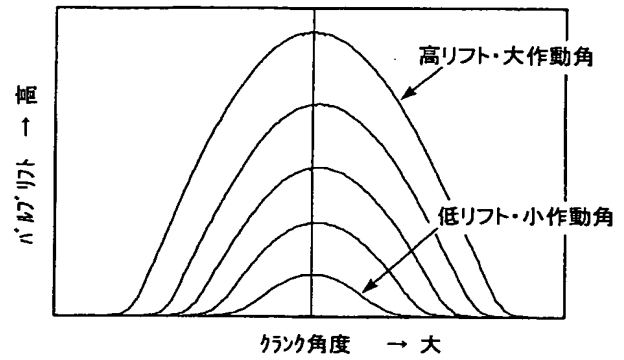
【図 5】



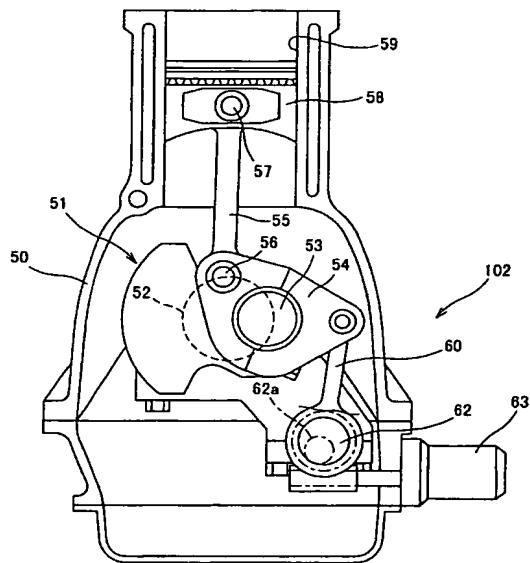
【図 3】



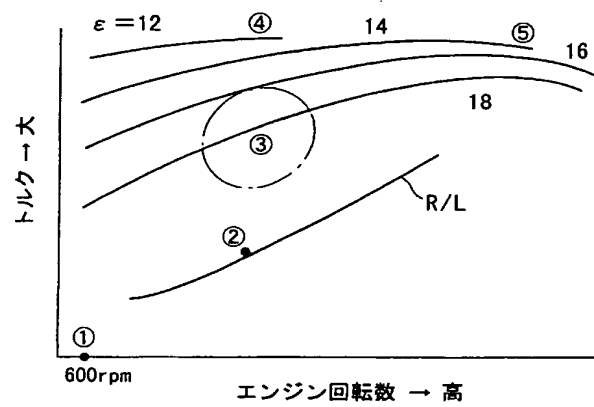
【図 4】



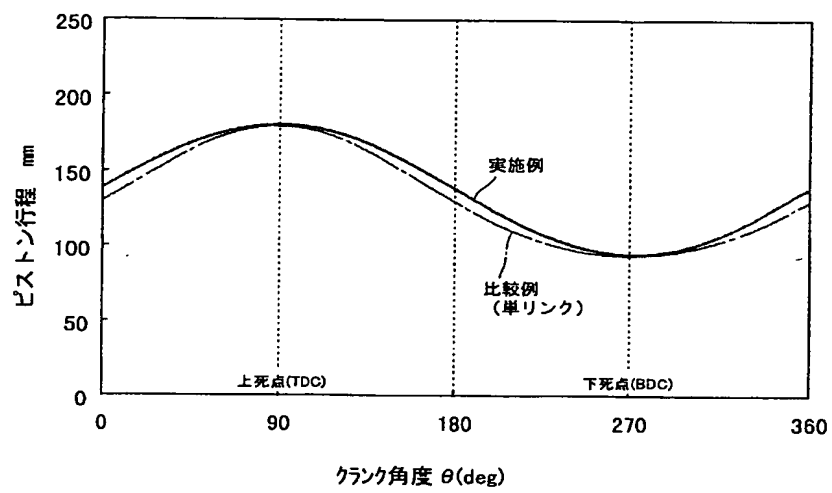
【図 6】



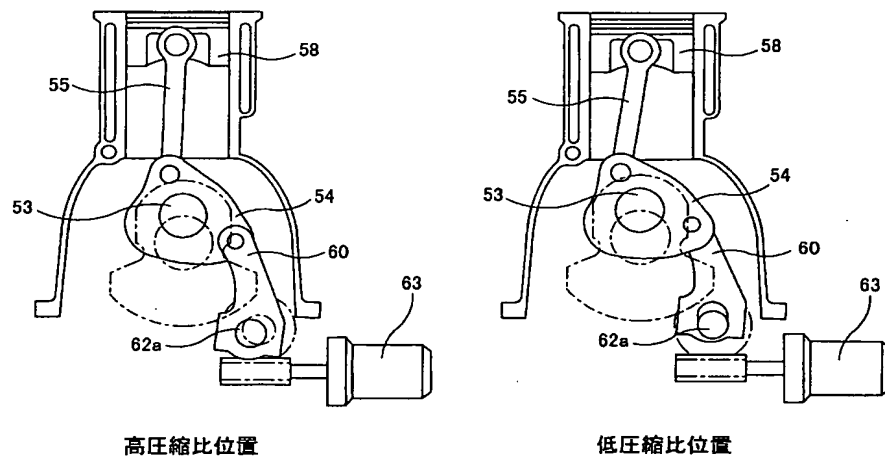
【図 9】



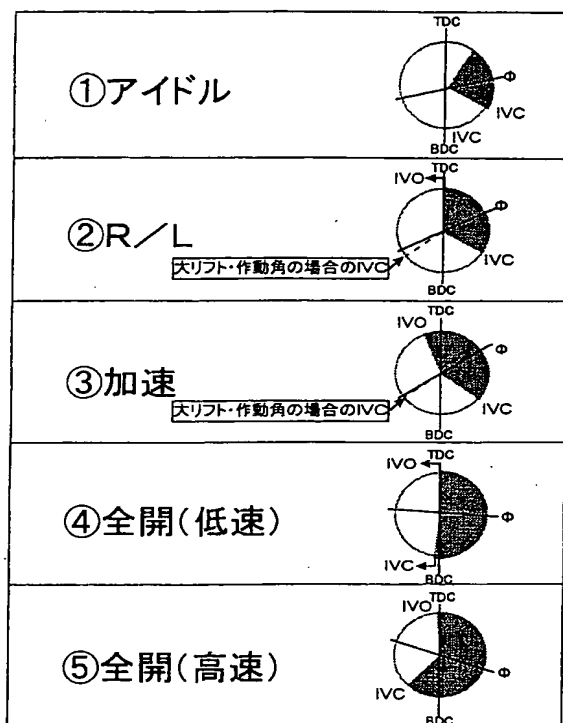
【図 7】



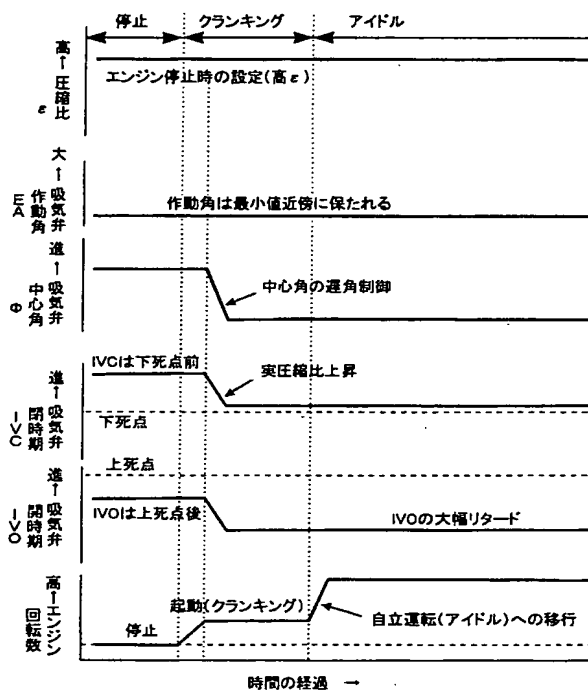
【図 8】



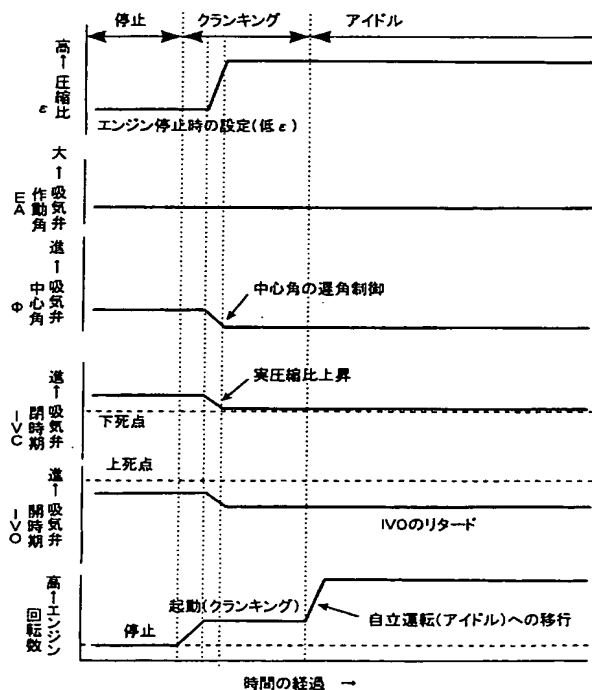
【図 10】



【図 11】



【図 12】



```

graph TD
    S1[START] --> S2{イグニッション  
キーON}
    S2 --> S3{水温は所定  
値以上か?}
    S3 -- YES --> S4[暖機時の制御]
    S3 -- NO --> S5[冷機時のε、EA、φ  
制御マップ読み込み]
    S5 --> S6{εは所定値  
以上か?}
    S6 -- YES --> S7{クラッキング  
回転数は所定値  
以上か?}
    S6 -- NO --> S11{クラッキング  
回転数は所定値  
以上か?}
    S7 -- YES --> S8{作動角制御}
    S7 -- NO --> S11
    S8 --> S9{EAは  
目標値か?}
    S9 -- YES --> S10{φは  
目標値か?}
    S9 -- NO --> S11
    S10 -- YES --> END[END]
    S10 -- NO --> S11
    S11 -- YES --> S12{作動角制御}
    S11 -- NO --> S14{中心角制御}
    S12 --> S13{EAは  
目標値か?}
    S13 -- YES --> END
    S13 -- NO --> S14
    S14 --> S15{φは  
目標値か?}
    S15 -- YES --> END
    S15 -- NO --> S16{圧縮比εの制御}
    S16 --> S17{εは  
目標値か?}
    S17 -- YES --> END
    S17 -- NO --> S11

```

(51) Int.Cl.<sup>7</sup>

FI

F O 2 B 75/04

75/32

F 0 2 D 13/02

15/02

C

41/06

3 2 0

3 7 0

自動車株式会社内

Fターム(参考) 3G016 AA06 AA19 BA19 BA30 BA33  
BA34 BA36 BB16 BB21 CA06  
CA08 CA21 CA25 CA47 DA03  
DA04 DA06 DA08 DA22 DA23  
GA07  
3G018 AB02 AB05 AB07 AB16 BA02  
BA17 BA19 BA32 CA13 CA20  
DA04 DA05 DA10 DA15 DA19  
DA70 EA02 EA11 EA17 EA21  
EA24 EA26 EA31 EA32 FA01  
FA06 FA07 FA16 FA27 GA11  
3G084 BA22 BA23 CA01 CA03 DA09  
EB12 EC03 FA00 FA11 FA18  
FA20 FA27 FA33  
3G092 AA11 AA12 DA01 DA02 DA05  
DA08 DD06 EA01 EA02 EA03  
EA04 EA11 EA21 EC03 FA31  
GA01 GA02 HA05Z HA11Z  
HA13X HA13Z HA14X HC09X  
HD01Z HE01Z  
3G301 HA00 HA19 JA00 KA02 LA07  
LC03 LC08 NA06 NA07 ND04  
NE01 NE11 NE12 PA07Z  
PA17Z PD11Z PE01Z PE10A  
PE10Z